

German Patent No. 195 20 508 A1
(Offenlegungsschrift)



Job No.: 949-101609

Ref.: 7244/70723

Translated from German by the Ralph McElroy Translation Company
910 West Avenue, Austin, Texas 78701 USA

FEDERAL REPUBLIC OF GERMANY
 GERMAN PATENT OFFICE
 PATENT NO. 195 20 508 A1
 (Offenlegungsschrift)



Int. Cl.⁶: F 16 H 7/02
 F 16 F 15/10

File No.: 195 20 508.1

Filing Date: June 3, 1995

Date Laid-open to Public Inspection: December 5, 1996

TIMING DRIVE

Inventor: Dr. Karl Huber, 85072 Eichstätt, DE;
 Michael Jung, 85107
 Baar-Ebenhausen, DE

Applicant: Audi AG, 85957 Ingelstadt, DE

Publications to Be Considered in
 Assessing Patentability:

DE 43 31 482 A1
 DE 43 16 877 A1
 DE-OS 23 38 865
 DE-OS 20 14 537
 GB 11 75 505
 US 29 41 413

JP 63-88368 A, in: Patent Abstracts of Japan, M-738, August 31, 1988, Vol. 12, No. 321

The following information is published in the form submitted by the applicant.

[Abstract]

The invention pertains to a timing drive¹, more particularly a control drive for an internal-combustion engine, with a driving wheel, at least one driven wheel and a wrapping means, wherein an additional means imparting a nonuniformity to the drive is added to shift the resonance of any reciprocal oscillations that may appear.

¹ [Translator's note: literally, "wrapping drive."]

The invention pertains to a timing drive, more particularly a control drive for an internal-combustion engine, according to the preamble of Claim 1.

Control drives of internal-combustion engines, in particular, with at least one crankshaft driving wheel, at least one camshaft driven wheel and a chain or toothed belt, or the drives of other units as well, are subject to vibration excitations due to torque fluctuations or changes in angular velocity; these oscillations may cause audible noise in resonance ranges. Associated therewith are elevated friction forces which may impair the service life of the timing drive and its efficiency.

Opposing these torsional vibrations by using a vibration damper is known (e.g., DE 37 39 336 C2), but this measure causes a not inconsiderable additional expense; moreover, the required installation space is not always available. DE 39 20 528 C1 proposes to counteract the alternating torques originating from the camshaft because of the valve spring forces by means of a hydraulic braking unit.

The problem of the invention is to counteract the torsional vibrations appearing in timing drives of this class by simple means, more particularly, to eliminate audible vibration noise.

This problem is solved according to the invention by the characterizing features of Claim 1. Other essential features of the invention can be deduced from the subordinate claims.

Contrary to known measures, which aim to destroy the vibration energy, a detuning of the timing drive with an additional nonuniformity is proposed, by means of which the critical resonance or speed range is displaced into a non-interfering or non-occurring range.

The means creating a nonuniformity can preferably be an "out-of-round" driving or driven wheel, different longitudinal elasticities or thicknesses of the wrapping means or one or more elastically pre-stressed reaction elements which superimpose the existing nonuniformity of the wrapping means when operated in a defined frequency and phase position and thus bring about a displacement of the resonance.

Several embodiments of the invention with essential additional features can be deduced from the description below. The schematic drawing shows in

Figure 1, a timing drive as control drive of a reciprocating-piston internal-combustion engine;

Figure 2, a graphic of the vibration amplitudes in degrees of the camshaft versus the rotational speed of the crankshaft;

Figure 3, a camshaft driven wheel provided with depressions from the timing drive according to Figure 1;

Figure 4, sections of a toothed belt having differing elasticities in the circumferential direction, for a timing drive;

Figure 5, a partial cross section through a cylinder head and a camshaft of an internal-combustion engine with a reaction element acting on the camshaft.

Figure 1 schematically shows a timing drive or control drive 10 of a four-cylinder inline reciprocating internal-combustion engine with an endless toothed belt 12, which drives, via a driving wheel 16 arranged on the crankshaft 14 of the internal-combustion engine, driven wheel 18 of a water pump and the driven wheels 20, 22 of two overhead camshafts 24, 26. Finally, a belt tightener 28 with a tightening wheel 29 sees to the necessary initial belt tensioning of the clockwise-rotating timing drive.

Figure 2 graphically shows the dynamic nonuniformity or the alternating vibrations of control drive 10 in degrees of the camshaft versus the rotational speed n of the crankshaft. The curve drawn in solid lines indicates the measured total amplitude, the dashed line indicates the dominant second-order oscillation and the dotted line indicates the less relevant fourth-order oscillation. As is visible, a critical resonance range results for the above-mentioned four-cylinder internal-combustion engine at a rotational speed n of ca. 2500 min^{-1} with a vibration amplitude of ca. 1° . The vibration excitation here results from gas and mass forces of the crank mechanism by way of crankshaft 14 and from the alternating torques of camshafts 24, 26 due to the tensioning and releasing of the gas-exchange valves driven by the camshafts.

Since the critical rotational speed range of ca. 2500 min^{-1} appears frequently for internal-combustion engines in motor vehicles, that is, in unstable operation, interfering noise can appear, and the service life of the timing drive and its efficiency can be impaired (increased friction forces).

In order to avoid this increased nonuniformity or the above-referenced resonance range, driven wheels 20, 22 on camshafts 24, 26 are constructed to be "out of round." As is shown in exaggerated form in Figure 3 on the basis of driven wheel 20, the drive wheels are equipped at four areas uniformly distributed around their periphery with depressions (inward bulges) 30, 32, 34, 36, these depressions each extending over an angular range β of 60° . are depressed at the angle bisectors by 0.3% or 0.3 mm for a 100 mm diameter of the driven wheel and eventually transform back to their original diameter.

These depressions 30, 32, 34, 36 impart a nonuniformity to toothed belt 12 at the points where the belt runs onto or off of the driven wheels; this nonuniformity is superimposed on the dynamic nonuniformity produced by the design of the internal combustion engine and thereby shifts or eliminates the critical resonance range.

Alternatively or additionally, driven wheel 18 is seated eccentrically by an amount e in the tensioned section of toothed belt 12 (cf. Figure 1), whereby as a function of the diameter of wheel 18 force variations or oscillations of higher order (preferably second order) that bring about a resonance shift are superimposed onto control drive 10. Optionally, tensioning wheel 29 in the slack section of toothed belt 12 can be constructed out-of-round or can be seated eccentrically.

Alternatively or additionally, toothed belt 12' in Figure 4 can also be furnished in the circumferential direction with areas 1 of greater thickness in order likewise to bring about a "detuning" of the dynamic nonuniformity of control drive 10. The longitudinal elasticity of toothed belt 12' can, for example, be influenced by the geometry of the laying of the fibers 38 determining the tensile force that are embedded in the toothed belt. The number of areas again influences the order of the interfering forces.

Finally, Figure 5 shows a reaction element in the form of a plunger 40 that is movably seated in a borehole 42 in cylinder head 44 of the internal-combustion engine and is acted upon by a helical compression spring 46. Spring 46 tensions plunger 40 against a cam 48 that is formed as an extra cam on each camshaft 24, 26 (camshaft 24 in this case).

By an appropriate positioning of the phase position and a tuning of the alternating moments that are exerted (spring forces, stroke, mass, etc.) on camshafts 24, 26, an additional nonuniformity is imparted to the timing drive or control drive 10 which, as described above, avoids or at least reduces the critical resonance range.

The invention is not limited to the described embodiment. The means according to Figures 1 and 3-5 can be employed individually or in combination with one another. The timing drive can also be a chain drive or a simple (non-form-fitting) belt drive. Other units as well, such as an injector pump, a compressor and so on can be driven. In place of one reaction element 40, several can be used, and these reaction elements can be constructed, if desired, not as plungers but as elastically pre-tensioned oscillating or rocking levers which, if desired, even act additionally on existing cams on the camshafts. For constructive reasons, the reaction elements could be seated above the cam shaft in the cylinder head cover.

Claims

1. Timing drive, in particular, a control drive for an internal-combustion engine, with a driving wheel, at least one driven wheel and a wrapping means, characterized by means for imparting an additional nonuniformity to drive (10).
2. Timing drive according to Claim 1, characterized in that at least one driving or driven wheel (20, 22) is formed out-of-round and/or eccentrically seated.

3. Timing drive according to Claim 1 or 2, characterized in that at least one driving or driven wheel (20, 22) is furnished with depressions (30, 32, 34, 36) distributed across the periphery, with the number of depressions corresponding to the order of the torsional vibration.

4. Timing drive according to Claim 3, characterized in that driven wheel (20, 22) is furnished with four depressions (30, 32, 34, 36) for a transmission ratio of 2:1.

5. Timing drive according to Claim 4, characterized in that depressions (30, 32, 34, 36) each extends over a circumferential range β of ca. 30°-60°.

6. Timing drive according to Claims 3-5, characterized in that depressions (30, 32, 34, 36) amount to <1% of the wheel diameter, in particular, between 0.1% and 0.5%.

7. Timing drive according to Claims 1 and 2, characterized in that a wheel (18') that imparts force changes of higher order to drive (10) runs onto the tense or slack section of wrapping means (12).

8. Timing drive according to Claim 1, characterized in that the wrapping means is a belt, in particular, a toothed belt (12') with differing longitudinal elasticity.

9. Timing drive according to Claim 1 or 8, characterized in that wrapping means (12') periodically has a differing thickness and/or tooth height over its longitudinal extent.

10. Timing drive according to Claim 1, characterized in that a shaft (24, 26) bearing drive wheel (20, 22) has at least one non-rotationally symmetrical section (cam 48) that interacts with at least one elastically pre-tensioned reaction element (40).

11. Timing drive according to Claim 10, characterized in that at least one cam (48) that actuates an elastically pre-tensioned plunger (40) running in a borehole (42) of a housing is provided on shaft (24, 26).

12. Use of a timing drive according to one or more of the preceding claims in an internal-combustion engine, particularly for motor vehicles to drive one or more camshafts (24, 26).

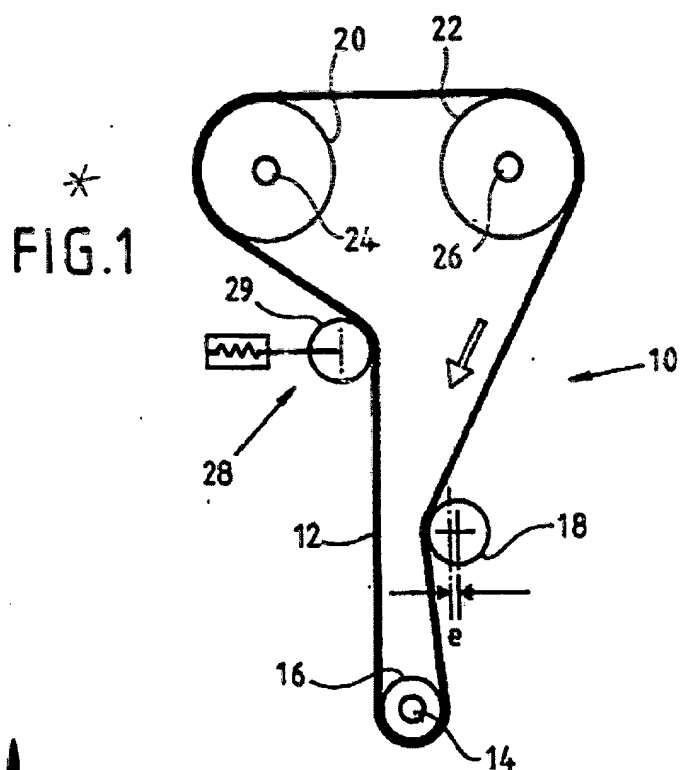
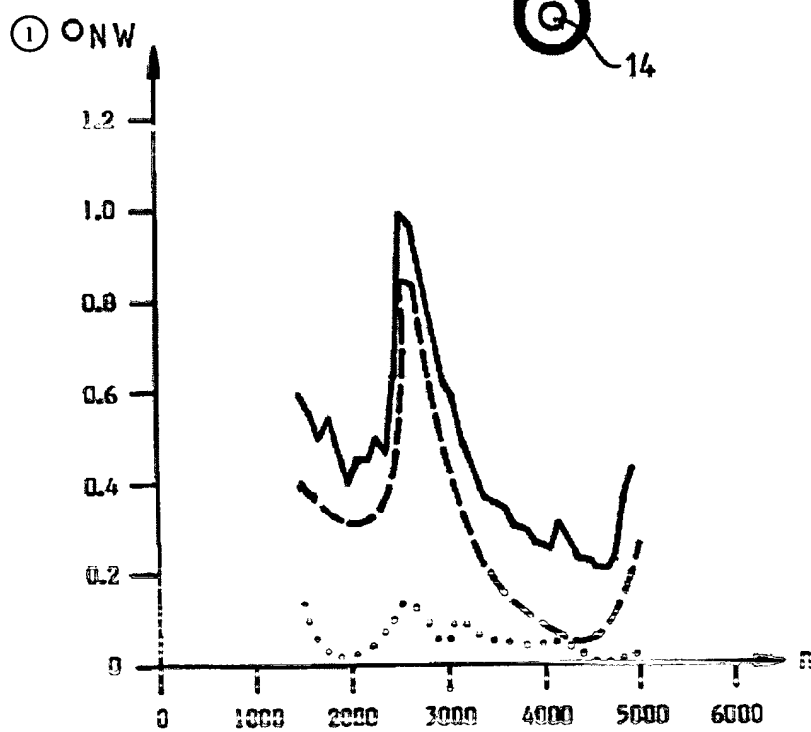


FIG. 2



Key: 1 Camshaft

FIG. 3

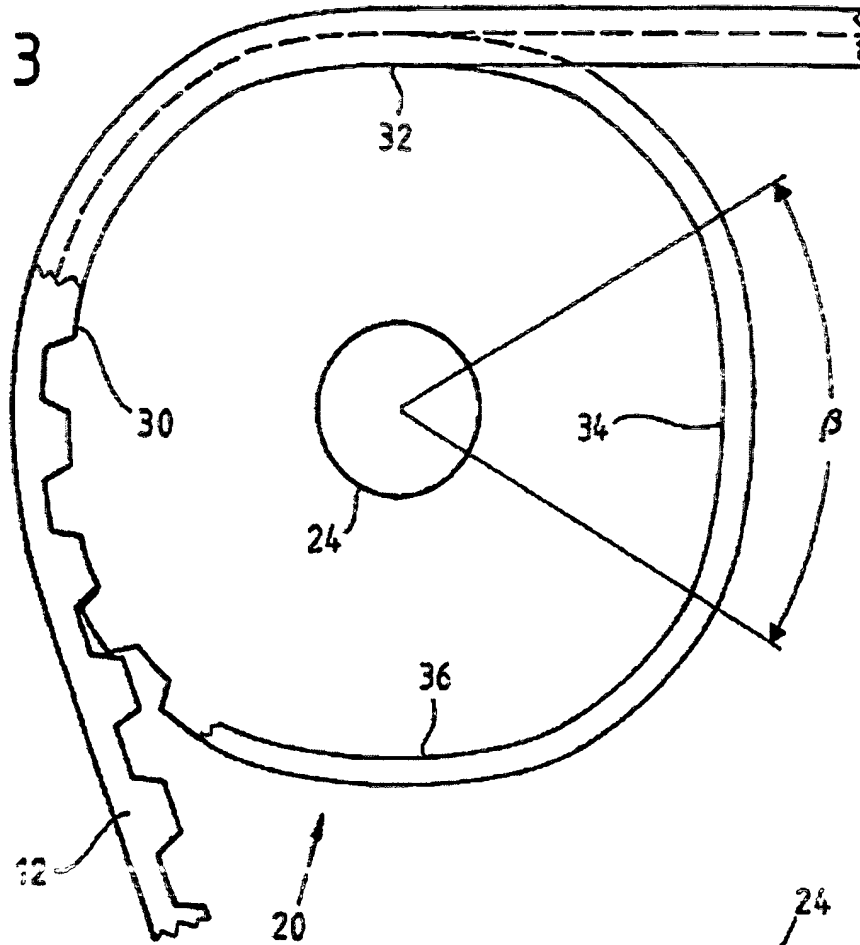


FIG. 4

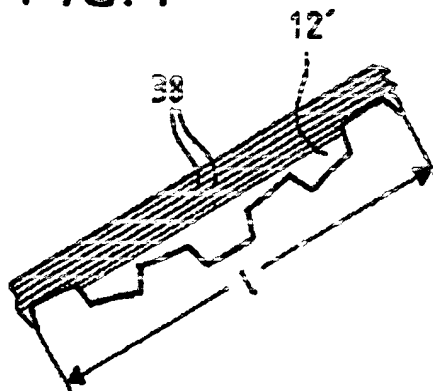
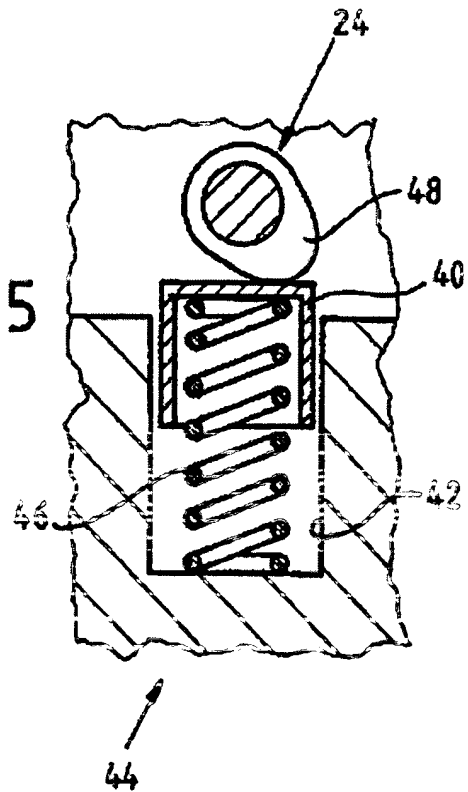


FIG. 5





⑬ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 195 20 508 A 1**

⑤ Int. Cl.⁸:
F 16 H 7/02
F 16 F 15/10

⑲ Aktenzeichen: 195 20 508.1
⑳ Anmeldetag: 3. 6. 85
㉑ Offenlegungstag: 5. 12. 86

DE 195 20 508 A 1

⑦ Anmelder:
Audi AG, 85057 Ingoistadt, DE

⑧ Erfinder:
Huber, Karl, Dr., 85072 Eichstätt, DE; Jung, Michael,
Dipl.-Ing., 85107 Baar-Ebenhausen, DE

⑥ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit
in Betracht zu ziehende Druckschriften:

DE 43 31 482 A1
DE 43 16 877 A1
DE-OS 23 38 865
DE-OS 20 14 537
GB 11 75 505
US 29 41 413

JP 63-88368 A., In: Patents Abstracts of Japan, M-738,
Aug. 31, 1988, Vol. 12, No. 321;

⑤4 Umschlingungstrieb

⑤7 Die Erfindung betrifft einen Umschlingungstrieb, insbesondere einen Steuerungsantrieb für eine Brennkraftmaschine, mit einem antreibenden Rad, zumindest einem abtreibenden Rad und einem Umschlingungsmittel, wobei zur Resonanzverschiebung von auftretenden Wechselschwingungen dem Trieb eine zusätzliche Ungleichförmigkeit aufprägende Mittel vorgesehen sind.

DE 195 20 508 A 1

Die Erfindung betrifft einen Umschlingungstrieb, insbesondere einen Steuerungsantrieb für eine Brennkraftmaschine, gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruches 1.

Insbesondere Steuerungsantriebe von Brennkraftmaschinen mit einem Kurbelwellen-Antriebsrad, zumindest einem Nockenwellen-Abtriebsrad und einer Kette oder Zahnriemen, aber auch andere an Brennkraftmaschinen vorhandene Aggregateantriebe, sind aufgrund von Drehmomentschwankungen bzw. Winkelgeschwindigkeitsänderungen Schwingungsanregungen unterworfen, die in Resonanzbereichen zu hörbaren Geräuschen führen können. Damit verbunden sind erhöhte Reibungskräfte, die die Lebensdauer des Umschlingungstriebes sowie dessen Wirkungsgrad beeinträchtigen können.

Bekannt ist es, diesen Drehschwingungen durch den Einsatz eines Schwingungsdämpfers entgegenzuwirken (z. B. DE 37 39 336 C2), jedoch bedingt diese Maßnahme einen nicht unbedeutenden zusätzlichen Aufwand; ferner ist der erforderliche Bauraum dafür oft nicht vorhanden. Durch die DE 39 20 528 C1 wird vorgeschlagen, den von der Nockenwelle ausgehenden Wechselmomenten aufgrund der Ventildruckkräfte durch eine hydraulische Bremsvorrichtung entgegenzuwirken.

Aufgabe der Erfindung ist es, den in gattungsgemäßen Umschlingungstrieben auftretenden Drehschwingungen mit einfachen Mitteln entgegenzuwirken, insbesondere hörbare Schwingungsgeräusche zu eliminieren.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß mit den kennzeichnenden Merkmalen des Patentanspruches 1 gelöst. Weitere wesentliche Merkmale der Erfindung sind den weiteren Patentansprüchen entnehmbar.

Entgegen den bekannten Maßnahmen, die auf eine Vernichtung der Schwingungsenergie abzielen, wird eine Verstimmung des Umschlingungstriebes mit einer zusätzlichen Ungleichförmigkeit vorgeschlagen, mittels der der kritische Resonanz- bzw. Drehzahlbereich in einen nicht störenden ggf. nicht auftretenden Bereich verschoben wird.

Die die Ungleichförmigkeit erzeugenden Mittel können bevorzugt ein "unrundes" An- oder Abtriebsrad, unterschiedliche Elastizitäten oder Dicken in Längsrichtung des Umschlingungsmittels oder ein oder mehrere federnd vorgespannte Reaktionselemente sein, die in einer definierten Frequenz und Phasenlage betrieben die gegebene Ungleichförmigkeit des Umschlingungstriebes überlagern und damit eine Resonanzverschiebung bewirken.

Mehrere Ausführungsbeispiele der Erfindung mit wesentlichen weiteren Merkmalen sind der nachfolgenden Beschreibung entnehmbar. Die schematische Zeichnung zeigt in

Fig. 1 einen Umschlingungstrieb als Steuerungsantrieb einer Hubkolben-Brennkraftmaschine;

Fig. 2 eine Grafik der Schwingungssamplituden in Grad Nockenwelle des Umschlingungstriebes über der Drehzahl der Kurbelwelle;

Fig. 3 ein mit Vertiefungen versehenes Nockenwellen-Abtriebsrad des Umschlingungstriebes nach Fig. 1;

Fig. 4 abschnittsweise einen in Umfangsrichtung unterschiedliche Elastizitäten aufweisenden Zahnriemen eines Umschlingungstriebes, und

Fig. 5 einen teilweisen Querschnitt durch einen Zylinderkopf und eine Nockenwelle einer Brennkraftmaschine mit einem auf die Nockenwelle wirkenden Reak-

tionselement.

Die Fig. 1 zeigt schematisch einen Umschlingungs-trieb bzw. Steuerungsantrieb 10 einer nicht dargestellten Vierzylinder-Relien-Hubkolben-Brennkraftmaschine, mit einem endlosen Zahnriemen 12, der über ein auf der Kurbelwelle 14 der Brennkraftmaschine angeordnetes Antriebsrad 16 das Abtriebsrad 18 einer Wasserpumpe und die Abtriebsräder 20, 22 zweier oben liegender Nockenwellen 24, 26 antreibt. Ein Riemenspanner 28 mit einem Spannrad 29 schließlich sorgt für die erforderliche Riemenvorspannung des im Uhrzeigersinn umlaufenden Umschlingungstriebes.

Die Fig. 2 zeigt grafisch die dynamische Ungleichförmigkeit bzw. die Wechselschwingungen des Steuerungsantriebes 10 in Grad Nockenwelle über der Drehzahl n der Kurbelwelle. Dabei gibt die ausgezogene Kurve die gemessene Gesamtamplitude, die gestrichelte Linie die dominierende Schwingung zweiter Ordnung und die gepunktete Linie die weniger relevante Schwingung vierter Ordnung wieder. Wie ersichtlich ist, ergibt sich bei der vorgenannten Vierzylinder-Brennkraftmaschine ein kritischer Resonanzbereich bei einer Drehzahl n von ca. 2500 min^{-1} , bei dem die Schwingungssamplitude ca. 1° erreicht. Die Schwingungsanregung ergibt sich dabei aus dem Gas- und Massenkräften des Kurbeltriebes über die Kurbelwelle 14 und aus dem Wechselmomenten der Nockenwellen 24, 26 aufgrund der Spannung und Entlastung der Ventildruckkräfte der von den Nockenwellen angetriebenen Gaswechselventile.

Da der kritische Drehzahlbereich von ca. 2500 min^{-1} bei Brennkraftmaschinen in Kraftfahrzeugen, also im instationären Betrieb, häufig auftritt, können sowohl störende Geräusche auftreten als auch die Lebensdauer des Umschlingungstriebes und dessen Wirkungsgrad (erhöhte Reibungskräfte) beeinträchtigt werden.

Um diese erhöhte Ungleichförmigkeit bzw. den angesprochenen Resonanzbereich zu vermeiden, sind die Abtriebsräder 20, 22 auf den Nockenwellen 24, 26 "unrund" ausgeführt. Wie in der Fig. 3 anhand des Abtriebsrades 20 übertrieben dargestellt, sind die Abtriebsräder an vier gleichmäßig über deren Umfang verteilten Bereichen mit Vertiefungen (Einbauchungen) 30, 32, 34, 36 versehen, wobei diese Vertiefungen sich jeweils über einen Umfangsbereich β von 60° erstrecken, in der Winkelhalbierenden bei einem Durchmesser des Abtriebsrades von 100 mm $0,3\%$ bzw. $0,3 \text{ mm}$ vertieft sind und schließlich wieder in den Originaldurchmesser übergehen.

Diese Vertiefungen 30, 32, 34, 36 prägen dem Zahnriemen 12 am Riemen-Einlauf bzw. Auslauf der Abtriebsräder eine Ungleichförmigkeit auf, die sich der durch die Bauart der Brennkraftmaschine gegebenen dynamischen Ungleichförmigkeit überlagert und dadurch den kritischen Resonanzbereich verschiebt bzw. eliminiert.

Alternativ oder zusätzlich ist das abtreibende Rad 18 im Zugtrum des Zahnriemens 12 (vgl. Fig. 1) um ein Maß e exzentrisch gelagert, wodurch abhängig vom Durchmesser des Rades 18 dem Steuerungstrieb 10 Kraftänderungen bzw. Schwingungen höherer Ordnung (bevorzugt der zweiten Ordnung) überlagert werden, die eine Resonanzverschiebung bewirken. Ggf. könnte auch das Spannrad 29 im Lostrum des Zahnriemens 12 unrund ausgeführt und/oder exzentrisch gelagert sein.

Alternativ oder zusätzlich kann ferner gemäß Fig. 4 der Zahnriemen 12 in Umfangsrichtung mit Bereichen i größerer Dicke und verringerter bzw. unterschiedlicher Elastizität versehen sein, um ebenfalls eine "Verstimmung" der dynamischen Ungleichförmigkeit des Steuer-

rungsantriebes 10 zu bewirken. Die Längselastizität des Zahnriemens 12' kann z. B. durch die Geometrie oder Verlegung der die Zugkraft bestimmenden, in den Zahnriemen eingebetteten Fasern 38 beeinflusst werden. Die Anzahl der Bereiche bestimmt wiederum die Ordnung der Störkräfte.

Die Fig. 5 zeigt schließlich ein Reaktionselement in Form eines Stößels 40, der in einer Bohrung 42 im Zylinderkopf 44 der Brennkraftmaschine verschiebbar gelagert ist und auf den eine Schraubendruckfeder 46 wirkt. Die Feder 46 spannt den Stößel 40 gegen einen Nocken 48, der jeweils auf den Nockenwellen 24, 26 (hier Nockenwelle 24) als zusätzlicher Nocken ausgebildet ist.

Durch eine geeignete Positionierung der Phasenlage und Abstimmung der ausgeübten Wechselmomente (Federkräfte, Hub, Masse, etc.) auf die Nockenwellen 24, 26 wird dem Umschlingungstrieb bzw. Steuerungstrieb 10 eine zusätzliche Ungleichförmigkeit aufgeprägt, die wie vorbeschrieben den kritischen Resonanzbereich vermeidet oder zumindest vermindert.

Die Erfindung ist nicht auf das beschriebene Ausführungsbeispiel beschränkt. Die Mittel gemäß den Fig. 1, 3—5 können einzeln oder kombiniert miteinander eingesetzt werden. Der Umschlingungstrieb kann auch ein Kettentrieb oder ein einfacher (nicht formschlüssiger) Riementrieb sein. Es können auch andere Aggregate, z. B. eine Einspritzpumpe, ein Kompressor, etc. angetrieben sein. Anstelle eines Reaktionselementes 40 können auch mehrere, und diese ggf. nicht als Stößel, sondern als federnd vorgespannte Schwing- oder Kipphebel ausgeführte Reaktionselemente verwendet sein, die ggf. sogar vorhandene Nocken an den Nockenwellen zusätzlich beaufschlagen. Die Reaktionselemente können aus baulichen Gründen über der Nockenwelle im Zylinderkopfdeckel gelagert sein.

Patentansprüche

1. Umschlingungstrieb, insbesondere Steuerungstrieb für eine Brennkraftmaschine, mit einem antreibenden Rad, zumindest einem getriebenen Rad und einem Umschlingungsmittel, gekennzeichnet durch dem Trieb (10) eine zusätzliche Ungleichförmigkeit aufprägende Mittel.
2. Umschlingungstrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest ein an- und/oder abtreibendes Rad (20, 22) unrund ausgebildet und/oder exzentrisch gelagert ist.
3. Umschlingungstrieb nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest ein an- oder abtreibendes Rad (20, 22) mit über den Umfang verteilten Vertiefungen (30, 32, 34, 36) versehen ist, wobei die Anzahl der Vertiefungen der dominanten Ordnung der Drehbewegung entspricht.
4. Umschlingungstrieb nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß bei einem Übersetzungsverhältnis von 2 : 1 das Abtriebsrad (20, 22) mit vier über den Umfang verteilten Vertiefungen (30, 32, 34, 36) versehen ist.
5. Umschlingungstrieb nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Vertiefungen (30, 32, 34, 36) jeweils über einen Umfangsbereich β von ca. 30° — 60° erstrecken.
6. Umschlingungstrieb nach den Ansprüchen 3 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Vertiefungen (30, 32, 34, 36) $< 1\%$ des Raddurchmessers, insbesondere zwischen 0,1% und 0,5% betragen.
7. Umschlingungsgetriebe nach den Ansprüchen 1

und 2, dadurch gekennzeichnet, daß am Zug- oder Lostrum des Umschlingungsmittels (12) ein Rad (18') anläuft, daß dem Trieb (10) Kraftänderungen höherer Ordnung aufprägt.

8. Umschlingungstrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Umschlingungsmittel ein Riemen, insbesondere Zahnriemen (12'), mit unterschiedlicher Längselastizität ist.

9. Umschlingungstrieb nach Anspruch 1 oder 8, dadurch gekennzeichnet, daß das Umschlingungsmittel (12') in seiner Längserstreckung periodisch eine unterschiedliche Dicke und/oder Zahnhöhe aufweist.

10. Umschlingungstrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß eine das Antriebsrad (20, 22) tragende Welle (24, 26) zumindest einen nicht rotationssymmetrischen Abschnitt (Nocken 48) aufweist, der mit zumindest einem federnd vorgespannten Reaktionselement (40) zusammenwirkt.

11. Umschlingungstrieb nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß auf der Welle (24, 26) zumindest ein Nocken (48) vorgesehen ist, der einen in einer Gehäusebohrung (42) geführten, federnd vorgespannten Stößel (40) betätigt.

12. Verwendung eines Umschlingungstriebes nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche an einer Brennkraftmaschine, insbesondere für Kraftfahrzeuge, zum Antrieb einer oder mehrerer Nockenwellen (24, 26).

Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen

*
FIG.1

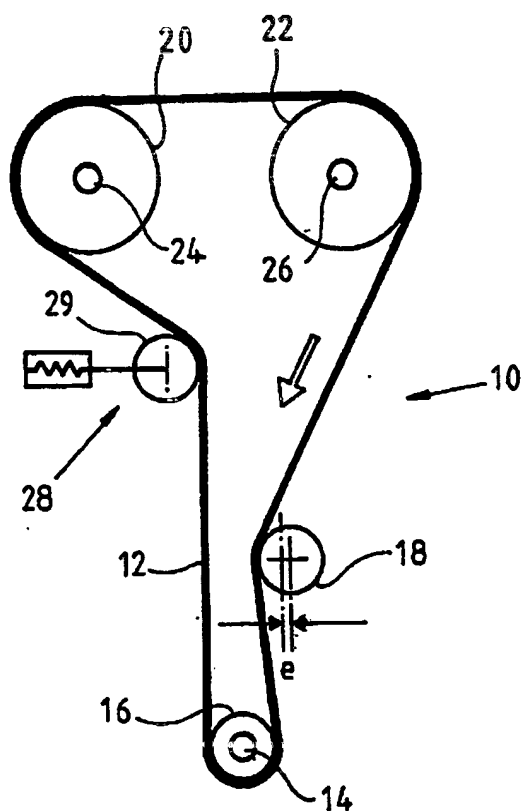


FIG.2

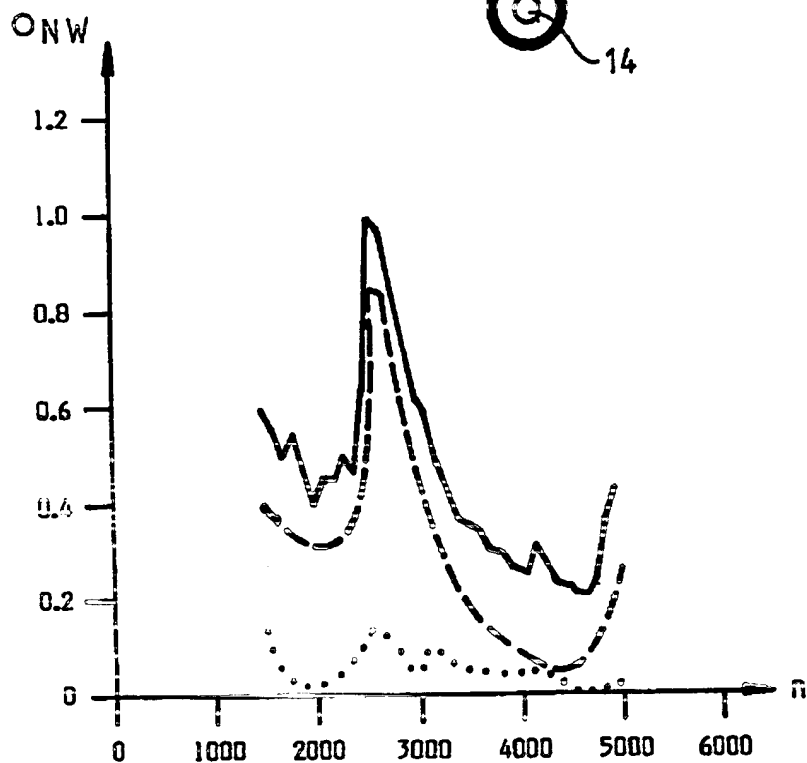


FIG. 3

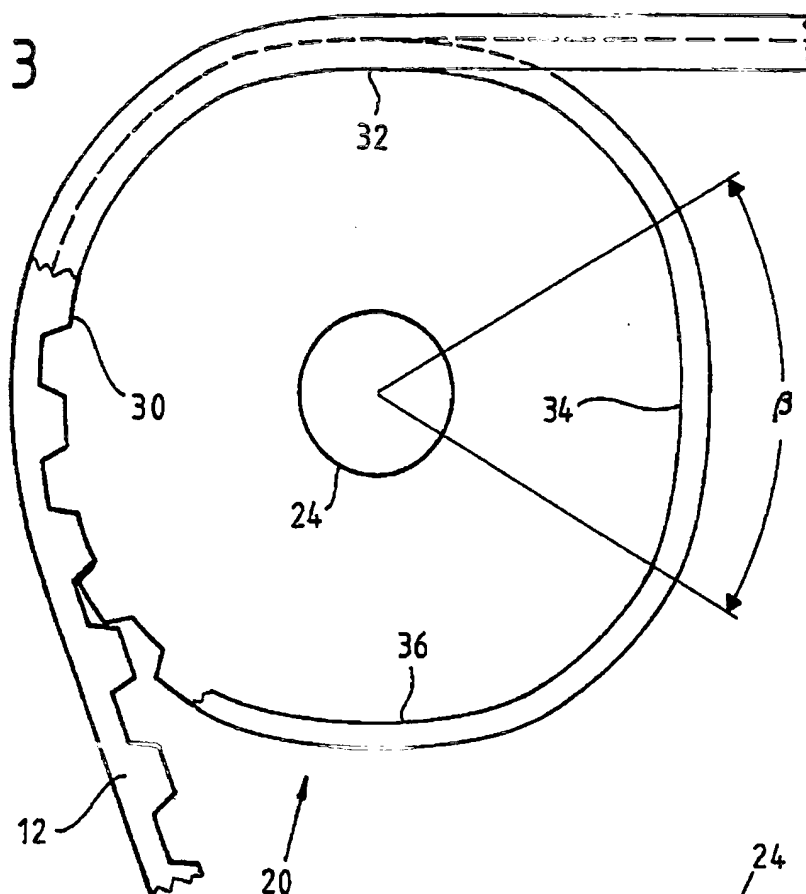


FIG. 4

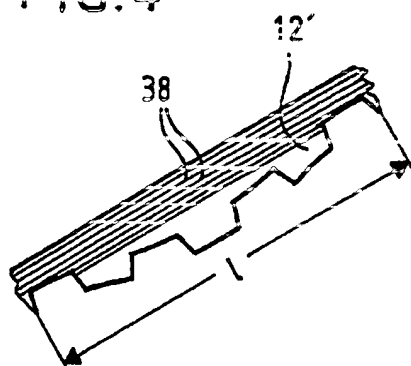


FIG. 5

